

Выводы.

1. Предложена методика оптимизации динамических процессов машин в пространстве параметров электромеханических систем, которая позволяет при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины.

2. Решена конкретная задача поиска оптимальных конструктивных параметров приводов металлорежущих станков, результате чего удалось уменьшить в упругих системах станка с ЧПУ 16K20T1 и станка 1M63БФ30C1 с оперативной системой значение коэффициентов динамичности соответственно на 24 и 30%.

Список литературы: 1. Адамия Р.Ш., Михайленко Ф.Ф. Оптимизация динамических нагрузок в машинах. – Тбилиси: Изд-во "Мецниереба", 1989. – 180с. 2. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Изд-во "Нурлан", 2003. – 622с. 3. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків, 2007. – №21. С.239–248. 4. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация электромеханических систем приводов машин по коэффициенту динамичности // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків, 2008. – №28. – С.70–83. 5. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Составление динамических моделей сложных зубчатых передач // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків, 2009. – №30. – С.126–145.

Поступила в редколлегию 27.04.10

УДК 621.833.24

А.В. САМОЙЛОВА, аспирант каф. ОПМ ДонНТУ, г. Донецк
В.П. ОНИЩЕНКО, д.т.н., профессор каф. ОПМ ДонНТУ

ОЦЕНКА ЖЕСТКОСТИ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С КРУГОВЫМИ ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ

В статті досліджено жорсткість конічних зубчастих передач з круговими двоопукло-ввігнутими зубцями. Визначено деформацію зубців у місці їх контакту за допомогою аналізу напружено-деформованого стану зубців шестірни та колеса методом кінцевих елементів. Обчислено питому жорсткість зубців колеса та шестірни, а також питому жорсткість зубчастої пари, зубці якої знаходяться у контакті. Визначено нормальну силу в зацепленні і контактні напруження з урахуванням фаз зацеплення.

The article investigates stiffness of bevel gearings with circular biconvex-concave teeth. The deformation of teeth in the contact place was calculated with the help of the analysis of gears teeth tension-deformed state by the method of final elements. Specific stiffness of pinion and wheel teeth and also specific stiffness of the gear pair, which teeth are in contact, is calculated. Normal force in the gearing and contact stress were defined considering the engagement phases.

Актуальность задачи. В последние годы с целью повышения несущей способности зубчатых передач применяют зубчатые передачи с двояковыпукловогнутыми зубьями (ДВВ) с кривизной по длине зуба и, в частности, конические передачи [1]. Конические колеса с ДВВ зубьями выгодно отличаются от конических прямозубых колес высокой нагрузочной способностью, большей плавностью зацепления и значительным снижением шума. Преимущество конических передач с ДВВ зубьями перед коническими колесами с круговым зубом заключается в том, что они имеют разную кривизну в двух направлениях (шестерня выполняется с двояковыпуклыми, а колесо с двояковогнутыми зубьями), вследствие чего уменьшаются контактные напряжения. В отличие от колес с зацеплением Новикова, в которых торцевой коэффициент перекрытия равен нулю, колеса с ДВВ зубьями имеют торцевой коэффициент перекрытия больший единицы. Недостатком этих колес является сложность нарезания зубьев.

Опыт эксплуатации показал, что конические обкатные колеса с круговыми ДВВ зубьями внешнего зацепления имеют высокую работоспособность. Однако, если расчету жесткости зубьев цилиндрических эвольвентных передач уделяется большое внимание [2, 3, 4], то в настоящее время данные по жесткости конических передач с круговыми ДВВ зубьями отсутствуют. Для исследования динамики зубчатых колес требуется оценить степень влияния формы профиля на жесткость контакта в зоне приложения нагрузки. Следовательно, исследование жесткости зубьев конических передач с круговыми ДВВ зубьями является актуальным.

Основное содержание работы. В общем случае, на положение точки контакта зубьев в неподвижной системе координат оказывает влияние целый ряд факторов, обусловленных упругой деформацией элементов зубчатого колеса. К основным таким факторам относятся: упругая деформация зубьев (изгибная и контактная), деформация зубчатого венца (вызывающая смещение основания зуба), прогиб валов, сближение тел качения подшипников, деформация корпуса привода машины [2].

В настоящей работе рассматривалось влияние на жесткость зацепления только упругой деформации зубьев и податливости зубчатого венца. Влияние остальных факторов на положение точки контакта считалось незначительным, что, однако, не исключает дальнейшего совершенствования разработанных методов расчета путем учета этих факторов.

Исследования жесткости зубьев проводились на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна 2РКУ10 производства Горловского машиностроительного завода (Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице.

Для моделирования напряженно-деформированного состояния зуба методом конечных элементов в настоящей работе была использована универсальная программная система конечно-элементного анализа ANSYS12. Конечно-элементные модели зубчатых колес исследуемой передачи, полученные в этой программе, представлены на рисунке 1.

Таблица – Основные параметры исследуемой зубчатой передачи

Параметр	шестерня	колено
Средний нормальный модуль	13 мм	
Внешний окружной модуль	15,4647 мм	
Числа зубьев	13	24
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95
Межосевой угол	90°	
Средняя арифметическая шероховатость	6,3 мкм	
Ширина зубчатого венца	70 мм	
Угловая скорость ведущего вала	27,69 рад/сек	
Вращающий момент на ведущем валу	10420 Н·м	
Удельная нагрузка по длине зуба	1866,9 Н/мм	
Материал и термическая обработка	Сталь 20Х2Н4А цементация, закалка 57÷63HRC ₃	
Предел текучести материала зубчатых колес	1080 МПа	

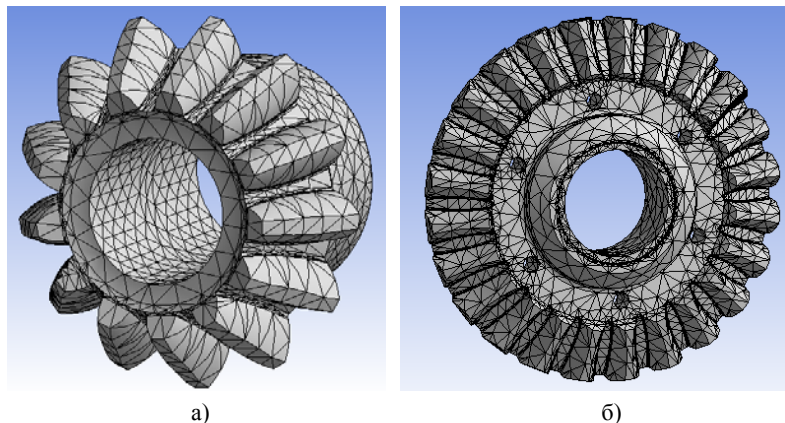


Рисунок 1 – Конечно-элементные модели шестерни – а) и колеса – б) для исследования напряженно-деформированного состояния зуба

Распределенная по длине зуба нагрузка прикладывалась по линии контакта. Было заложено 32 варианта нагружения, соответствующих последовательному приложению распределенной нагрузки по высоте зуба. Ширина каждого варианта нагружения соответствовала половине ширины герцовской полосы контакта зубьев. Пример определения полной деформации зубьев в месте контакта показан на рисунке 2.

Трехмерные графики распределения деформации по длине и высоте зуба шестерни и колеса (рисунок 3) были построены с помощью программы Table Curve. Из графика видно, что деформация в соответствующих точках на зубе шестерни в 1.5-2 раза меньше, чем на зубе колеса. Деформации в соответствующих точках на зубе шестерни одного порядка с деформациями зуба колеса.

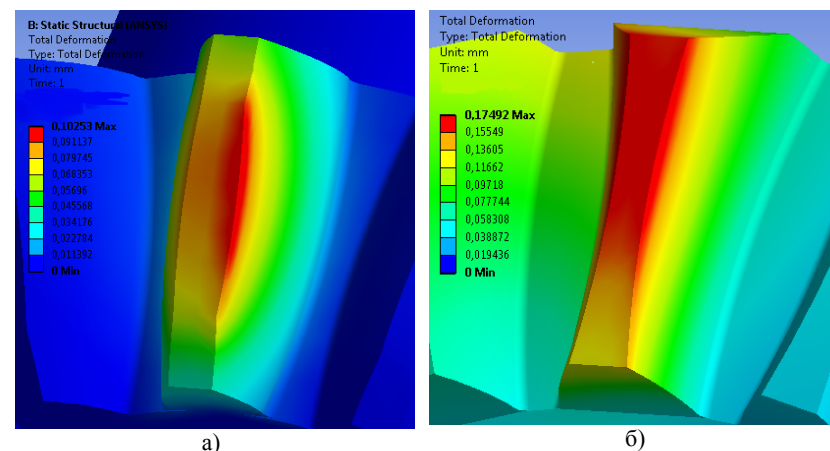


Рисунок 2 – Распределение деформации на зубьях шестерни – а) и колеса – б)

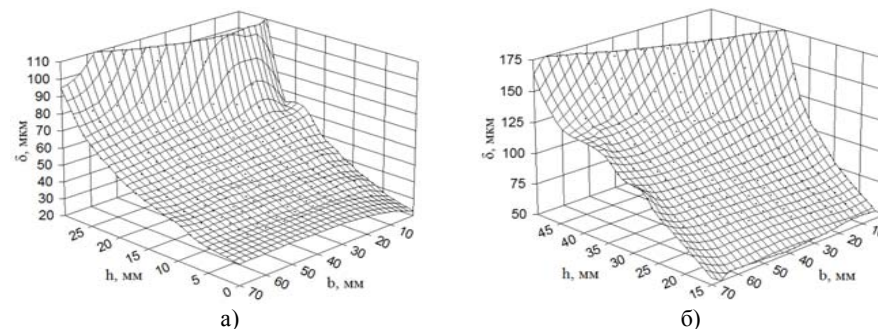


Рисунок 3 – Распределение деформации δ по длине зуба b и высоте зуба h для шестерни – а) и колеса – б).

Удельная жесткость зубчатого колеса (шестерни) определяется как отношение нормальной погонной нагрузки к полному перемещению точки ее приложения – то есть сумме изгибной деформации зуба колеса (шестерни) и контактной деформации (сближение центров кривизны) в зоне зацепления [3]

$$C_1 = \frac{q_1}{\delta_1}; \quad C_2 = \frac{q_2}{\delta_2}, \quad (1)$$

где C_1, C_2 – удельная жесткость зубьев шестерни и колеса, соответственно, кН/мм²; q_1, q_2 – нормальная погонная нагрузка на зуб шестерни и колеса, соответственно, кН/мм; δ_1, δ_2 – деформация зубьев шестерни и колеса в зоне их контакта, мм.

Удельная жесткость одной пары зубьев определяется по зависимости для последовательно соединенных упругих элементов (рисунок 4).

Пара I:

$$C_I = \frac{C_{1A} \cdot C_{2A}}{C_{1A} + C_{2A}}; \quad (2)$$

пара II:

$$C_{II} = \frac{C_{1B} \cdot C_{2B}}{C_{1B} + C_{2B}}. \quad (3)$$

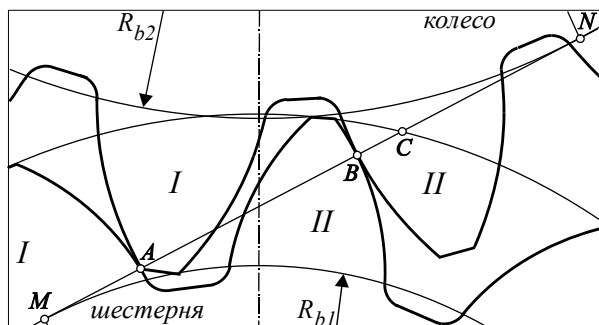


Рисунок 4 – Схема двухпарного зацепления зубьев

Удельная жесткость двух зацепляющихся пар зубьев определяется по схеме параллельного соединения упругих элементов:

$$C = C_I + C_{II}. \quad (4)$$

Из выражения (4) и равенства перемещений точек A и B следует, что полная сила в зацеплении зубьев равна сумме сил, передаваемых каждой парой зубьев:

$$F = F_I + F_{II}. \quad (5)$$

Полная сила в зонах двухпарного зацепления распределяется между парами зубьев прямо пропорционально их жесткости:

$$\frac{F_I}{F_{II}} = \frac{C_I}{C_{II}}. \quad (6)$$

Окончательно, из выражений (4), (5) и (6) значения составляющих полной силы F будут равны:

$$F_I = \frac{C_I}{C} F, \quad F_{II} = \frac{C_{II}}{C} F. \quad (7)$$

При определении контактных напряжений было принято следующее допущение. В плоскости, касательной к основному конусу, зуб имеет криволинейную форму, которая достигается при движении резцовой головки по окружности. Эта

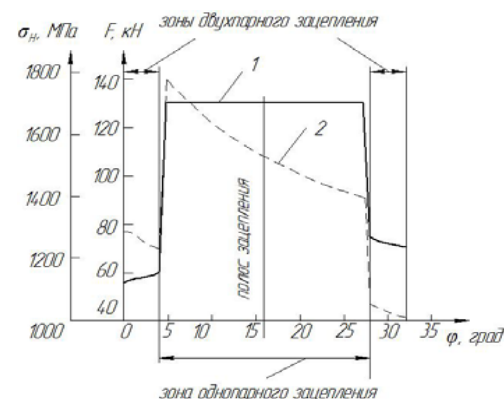


Рисунок 5 – График изменения нормальной силы (1) и контактных напряжений (2) в зацеплении двояковыпукло-вогнутых зубьев

кривая является выпуклой для зуба шестерни и вогнутой для зуба колеса, но радиусы этих кривых одинаковы. На дополнительном конусе профили зубьев соответствуют эвольвентным профилям внешнего зацепления. На этом основании определение контактных напряжений в зацеплении производилось по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_r}{\rho_r}}, \quad (8)$$

где E_r – приведенный модуль упругости (для стальных зубчатых колес $E_r = 203000 \text{ МПа}$);

$$\rho_r = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \text{ – приведенный радиус кривизны профилей зубьев в точке их}$$

контакта, мм; ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса соответственно, мм.

Результаты определения сил, действующих на зацепляющиеся зубья, и контактных напряжений в зоне их контакта для среднего по длине зуба сечения представлены на рисунке 5.

Выводы. Таким образом, предложенный подход позволяет учесть упругие характеристики зубьев зубчатой передачи, что обеспечивает большую степень приближения создаваемых моделей к реальным объектам. Полученные значения жесткости зацепления, нормальной силы и контактных напряжений являются одними из исходных параметров модели для исследования динамических процессов в зацеплении, а также модели изнашивания зубьев, учитывающей взаимовлияние параметров контакта на форму профиля зуба и формы зуба на параметры контакта в результате чего существенно повышается надежность расчетов зубчатых передач на прочность и долговечность.

Список литературы: 1. СТП 12.44.28.028-76 "Передачи зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями". 2. Валентин Онищенко. Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. – Gliwice (Polska): Politechnika Śląska Z. 131 (1410) Mechanika, 1999. – 199с. 3. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. – М.: Машгиз, 1957. – 263с. 4. Mohamed Nizar Bettaieb, Mohamed Maatar, Chafik Karra. Bidimensional finite element analysis of spur gear: study of the mesh stiffness and stress at the level of the tooth foot // Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. – Vol.33. – No.2, 2009. – Pp.175–187.

Поступила в редакцию 30.04.10